

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

**Pojízdný zvedák nástavků**

Movable Lifter of Hive Boxes

Student:

Jakub Pyszko

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.

Ostrava 2015

## Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Pyszko**  
Studijní program: **B2341 Strojírenství**  
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**  
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**  
Téma: **Pojízdný zvedák nástavků**  
**Movable Lifter of Hive Boxes**

### Zásady pro vypracování:

Navrhnete pojezdny zvedák nástavků pro včelí úly vhodný do náročnějšího terénu. Svařovanou konstrukci zvedáku vhodně doplňte nakupovaným zvedacím zařízením.

Zadané parametry pro zvedák nástavků:

- maximální zvedaná nosnost 100kg,
- maximální počet zvedaných nástavků – 7ks,
- rozměry nástavků – variabilní pro jakýkoliv rozměr.

Nakreslete sestavný výkres zvedáku nástavků a výrobní výkres svařovaného rámu.

### Seznam doporučené odborné literatury:

Bolek,A.; Kochman,J. *Části strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 775s. ISBN 80-03-00046-7

Bolek,A.; Kochman,J. *Části strojů II*. Praha: SNTL, 1990. 707s. ISBN 80-03-00426-8

Dejl,Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava: Montanex, 2000. 225s. ISBN 80-7225-018-3

Kaláb,K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části spojovací*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 90s. ISBN 978-80-248-1290-8

Kaláb,K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře, Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 128s. ISBN 978-80-248-1860-3

Leinveber,J.; Vávra,P. *Strojnické tabulky*. Albra-pedagogické nakladatelství, Úvaly, 2006. 914s. ISBN 80-7361-033-7

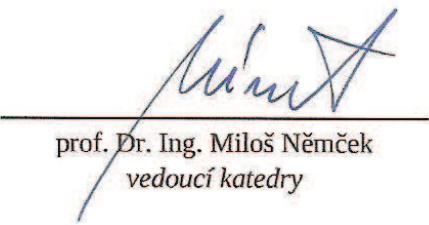
Normy, katalogy, prospekty a www-stránky k dané problematice

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Ivana Kunzová, Ph.D.**

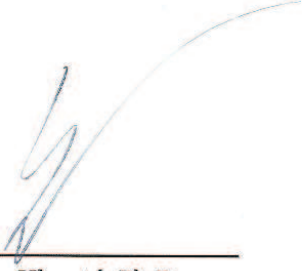
Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



---

prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



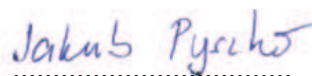
---

doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě dne 18.5.2015

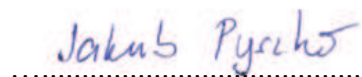
Handwritten signature of Jakub Pyriho in blue ink, written over a dotted line.

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na mojí bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečné ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona § č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě dne 18.5.2015



.....  
podpis

Jakub Pyszko  
739 85, Bukovec 264

## **Anotace**

PYSZKO, J. *Pojízdný zvedák nástavků: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra části a mechanismů strojů, 2015, 43 s. Vedoucí práce KUNZOVÁ, I.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem pojízdného zvedáku nástavků. V úvodu je popsána historie včelařství a problematika nástavku. Práce pokračuje rozбором konstrukčních řešení jiných zvedáku zabývajících se stejnou věcí. Následuje samotný návrh pojízdného zvedáku nástavku, který je rozdělen na návrh pevného rámu, posuvného rámu a zvedacího zařízení. Nakonec je celý návrh zhodnocen.

## **Anottation**

PYSZKO, J. *Movable Lifter of Hive Boxes: bachelor thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2015, 43 p. Thesis head: KUNZOVÁ, I.

Bachelor thesis is dealing with the structural design of a Movable Lifter of Hive Boxes. The introduction describes the history of beekeeping and the issue of the hive boxes. The thesis continues with the analysis of the structural solutions to other lifter dealing with the same things. The next is proposal itself movable lifter of hive boxes, which is divided on a proposal fixed frame, sliding frame and lifting equipment. Finally, the entire design is assessed.

## Seznam použitého značení

$B$	[mm]	hlavní rozměr profilů
$F_{AZ}$	[N]	reakce v bodě A ve směru osy z
$F_{BZ}$	[N]	reakce v bodě B ve směru osy z
$F_{Ay}$	[N]	reakce v bodě A ve směru osy y
$F_{By}$	[N]	reakce v bodě B ve směru osy y
$F_c$	[N]	síla způsobená celkovou hmotností
$F_l$	[N]	síla v laně
$F_p$	[N]	síla na páce
$F_m$	[N]	síla způsobená hmotností břemene a posuvné části
$F_{m2}$	[N]	polovina síly $F_m$
$F_t$	[N]	třecí síla
$F_o$	[N]	osová síla šroubu
$F_1$	[N]	síla působící na horní kladku
$F_2$	[N]	síla působící na zavěšení lana
$F_3$	[N]	síla působící na navíjecí buben
$F_4$	[N]	síla působící na spodní čep ve spodní části rámu
$F_5$	[N]	síla od páky bubnu
$F_6$	[N]	síla působící na C-profil
$H$	[mm]	hlavní rozměr profilů
$J_{PSV}$	[mm <sup>4</sup> ]	kvadratický moment průřezu svaru
$J_x$	[mm <sup>4</sup> ]	průřezový modul v ohybu
$y_T$	[mm]	y-souřadnice těžiště
$L$	[mm]	vzdálenost mezi podporami
$L_2$	[mm]	vzdálenost působíště síly $F_3$ od podpory A
$L_3$	[mm]	vzdálenost působíště síly $F_3$ od podpory B
$S_{SV}$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha průřezu svaru
$M_o$	[N·mm]	ohybový moment
$M_{k4}$	[N·mm]	ohybový moment na rameno bubnu
$P$	[mm]	stoupání zavitu šroubu
$Re$	[MPa]	mez kluzu
$R_5$	[mm]	vzdálenost dorazů od středu bubnu
$W_{kSV}$	[mm <sup>3</sup> ]	kvadratický moment průřezu svaru

$Wk_4$	$[mm^3]$	kvadratický moment průřezu
$W_o$	$[mm^3]$	kvadratický moment průřezu
$W_{o3}$	$[mm^3]$	kvadratický moment průřezu
$a$	$[mm]$	nosný průřez svaru
$a_p$	$[mm]$	rozměr profilu (tloušťka materiálu)
$b$	$[mm]$	rozměr profilů
$b_7$	$[mm]$	rozměr profilů
$d$	$[mm]$	průměr dorazu bubnu
$d_l$	$[mm]$	průměr navíjení lana na buben
$d_{s1}$	$[mm]$	velký průměr závitu šroubu
$d_{s2}$	$[mm]$	střední průměr závitu šroubu
$d_{s3}$	$[mm]$	malý průměr závitu šroubu
$d_5$	$[mm]$	průměr čepu bubnu
$d_6$	$[mm]$	průměr čepu spodní vidle
$d_7$	$[mm]$	průměr díry
$e$	$[mm]$	vzdálenost krajních vláken svaru od těžiště
$f$	$[-]$	součinitel tření ocel-ocel
$f_z$	$[-]$	součinitel tření v závitech
$g$	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
$h$	$[mm]$	rozměr profilů
$h_7$	$[mm]$	rozměr profilů
$i$	$[-]$	počet svarů
$k$	$[-]$	bezpečnost
$k_t$	$[-]$	bezpečnost
$k_s$	$[-]$	bezpečnost svaru
$k'_s$	$[-]$	předběžná bezpečnost šroubu
$k_{  }$	$[-]$	převodní součinitel koutového svaru
$k_{\perp}$	$[-]$	převodní součinitel koutového svaru
$k'_{  }$	$[-]$	převodní součinitel V svaru
$k'_{\perp}$	$[-]$	převodní součinitel V svaru
$l$	$[mm]$	délka svarů
$l_p$	$[mm]$	rameno síly $F_3$
$l_4$	$[mm]$	rameno síly $F_m$
$l_7$	$[mm]$	rameno síly $F_5$



$m_c$	[kg]	celková hmotnost
$m_z$	[kg]	hmotnost závaží
$m_{pr}$	[kg]	hmotnost posuvného rámu
$n$	[ot]	otáčky bubnu
$o$	[mm]	obvod jedné otáčky lana
$r$	[mm]	rameno síly $F_1$
$r_b$	[mm]	poloměr bubnu
$r_p$	[mm]	rameno 2 síly $F_3$
$r_{p2}$	[mm]	délka páky bubnu
$r_4$	[mm]	rameno od síly $F_4$
$r_5$	[mm]	vzdálenost mezi ložisky bubnu
$r_6$	[mm]	rameno síly $F_6$
$t$	[mm]	tloušťka svaru
$x_1$	[mm]	vzdálenost krajních vláken od osy x
$\alpha$	[°]	úhel závitů
$\beta$	[-]	součinitel tloušťky koutového svaru
$\beta'$	[-]	součinitel pro krut obdélníkového průřezu
$\beta_1$	[-]	součinitel bezpečnosti
$\sigma_{red}$	[MPa]	redukované napětí
$\sigma_{xyz}$	[MPa]	výsledné napětí
$\sigma_{oyz}$	[MPa]	napětí v rovině y-z
$\sigma_{oxy}$	[MPa]	napětí v rovině x-y
$\sigma_{o3}$	[MPa]	ohybové napětí v rovině y-z
$\sigma_{o4}$	[MPa]	ohybové napětí na rameno bubnu
$\sigma_{o5}$	[MPa]	ohybové napětí
$\sigma_t$	[MPa]	tahové napětí
$\tau_{S5}$	[MPa]	smykové napětí
$\tau_{S6}$	[MPa]	smykové napětí
$\tau_{k4}$	[MPa]	napětí v krutu na rameno bubnu
$\tau_{\parallel}^{Mk}$	[MPa]	napětí ve svaru způsobené krutícím momentem
$\tau_{\perp}^F$	[MPa]	smykové napětí ve svaru
$\tau_{\perp}^{Mo}$	[MPa]	ohybové napětí ve svaru
$\varphi'$	[°]	třecí úhel
$\psi$	[°]	úhel stoupání závitů

# Obsah

Úvod.....	10
1. Konkurenční pojízdné zvedáky nástavků.....	11
1.1. Konstrukce konkurenčního pojízdného zvedáku.....	11
1.2. Další provedení pojízdného zvedáku.....	13
2. Návrh a kontrola pevného rámu zvedáku nástavku .....	14
2.1. Statická kontrola svarů pevného rámu.....	15
2.1.1. Statická kontrola svaru I.....	16
2.1.2. Statická kontrola svaru II.....	18
2.1.3. Statická kontrola svaru III .....	19
2.1.4. Statická kontrola svaru IV .....	21
2.1.5. Statická kontrola svaru V .....	22
2.1.6. Statická kontrola svaru VI.....	24
2.1.7. Statická kontrola svaru VII .....	26
2.2. Kontrola U-profilu na ohyb .....	28
2.2.1. Výpočet v rovině x-y .....	28
2.2.2. Výpočet v rovině y-z .....	29
2.2.3. Výpočet výsledného ohybového napětí.....	32
2.3. Kontrola horní příčky tenkostěnného čtvercového profilu na ohyb .....	31
2.4. Kontrola ramene navíjecího bubnu na ohyb a krut.....	33
2.5. Kontrola čepu bubnu na ohyb a smyk .....	34
2.6. Kontrola čepu spodní „vidle“ na smyk .....	35
2.7. Kontrola držáku kladky 1 na tah.....	36
3. Návrh posuvného rámu .....	38
3.1. Popis upínacího mechanismu.....	39
4. Návrh zvedacího zařízení.....	40
Závěr.....	41
Seznam použité literatury.....	42
Seznam příloh.....	43

# Úvod

Včelařství patří mezi jeden z nejstarších lidských oborů. Nejstarší zmínky jsou dochované skalní kresby vyobrazující muže vybírající med ze skalních dutin staré 12000 let. V té době se ovšem nejednalo o „umělý“ chov včel, ale o vybírání medu divokým včelám žijícím v kmenech stromů, skalních prasklinách, nebo v různých dutinách v zemi. Lidé zabývající se touto činností byli v historii hodně ceněni. Měli vlastní soud, vlastní zákony a jako jedni z mála mohli nosit zbraň.

Chov včel podobný tomu dnešnímu je datován 5000 let př. n. l. na území Egypta, kde místní obyvatelé chovali včely v hliněných nádobách. Od hliněných nádob se posuneme do středověku. Ve středověku začali včelaři používat pro své včelí úly brtě, což jsou uřezané a vydlabané kmeny stromů. Vzniklo tak brtnictví. Na konci středověku se upustilo od náročné výroby úlu z kmene stromu a začalo se vyrábět z dřevěných desek a slámy. Tyto dřevěné úly přístupné pouze ze zadní strany byly používány do konce 19. století. Na začátku 20. století se začaly využívat nástavky a vzniklo tak nástavkové včelaření.

Nástavek (obr. 0.1) je čtvercový rám ze dřeva tvořící odnímatelnou část úlu. Úl je tvořen několika nástavky poskládanými na sobě. Hlavní výhodou je zjednodušení manipulace se včelstvem díky možnosti jednotlivé nástavky zvednout a přemístit na jiné místo. Přibližné rozměry nástavku jsou 40x40x18 cm, přesný rozměr není zcela dán.

Mým úkolem je vhodně navrhnout pojízdný zvedák pro manipulaci s nástavky na rovném povrchu i v terénu. Nosnost zvedáku je 100 kg.

## Cíle bakalářské práce

- Návrh a kontrola pevného rámu zvedáku nástavku.
- Návrh posuvného rámu.
- Návrh upínacího a zvedacího zařízení.



Obr. 0.1 Nástavek

# 1. Konkurenční pojízdné zvedáky nástavků

Konkurenční zvedáky nástavku se vyrábějí v různých provedeních. Hlavním rozdílem je zajištění manipulace, a to manuální manipulace, nebo za pomoci elektromotoru, který je spojen s hřídelí kol. Dalším hlavním rozdílem je použitý zvedací mechanismus. Mezi nejpoužívanější mechanismy patří kladkový mechanismus, pohybový šroub a řadě hydraulický píst. Posledním značným rozdílem je použitý materiál zvedáku. Nejpoužívanějším materiálem je ocel. Výhody oceli jsou její dobré mechanické vlastnosti, dobrá svařitelnost a její dostupnost v mnoha profilových provedeních. Nevýhodou oceli je větší hmotnost. Dalším materiálem je hliník. Výhody hliníku jsou nízká hmotnost a odolnost proti korozi a chemikáliím. Nevýhodou je horší dostupnost na trhu a špatná svařitelnost v domácích podmínkách.

## 1.1. Konstrukce konkurenčního pojízdného zvedáku

Rám je svařek z ocelových profilů. Hlavní nosnou část tvoří U-profil, nebo C-profil, které zároveň zajišťují vedení ložisek posuvného rámu. Nosná část je spojena horní a spodní příčkou, které bývají z tenkostěnného čtvercového profilu, nebo jiných tenkostěnných profilů. Zvedák je zobrazen na obr. 1.1.



Obr. 1.1 Elektrický zvedák nástavků

Pohon je zajištěn elektromotorem (obr. 1.2) spojeným s koly ve spodní části zvedáku. Další podstatná část je posuvný rám, který je svařen z tenkostěnných profilů. Na posuvném rámu je umístěný upínací mechanismus (obr. 1.3).



Obr. 1.2 Pohon pojízdného zvedáku elektromotorem



Obr. 1.3 Posuvný rám a upínací mechanismus pojízdného zvedáku

Zvedání břemene je v tomto případě prováděné kladkovým mechanismem. Navíjecí buben je spojen s elektromotorem.

## 1.2. Další provedení pojízdného zvedáku

Na obr. 1.4 a 1.5 jsou ruční pojízdné zvedáky domácí výroby s jednoduchým rámem, bez upínacího mechanismu. Zvedání břemene je zajištěno pomocí kladek.



Obr. 1.4 Pojízdný zvedák domácí výroby



Obr. 1.5 Pojízdný zvedák domácí výroby

## 2. Návrh a kontrola pevného rámu zvedáku nástavku

Pevný rám (obr. 2.1) tvoří páteř zvedáku, ke které jsou připevněné ostatní funkční součásti (kladka, navíjecí buben, madla, kola), taky umožňuje pohyb posuvné části. Je svařen a sešroubován z různých tenkostěnných profilů.

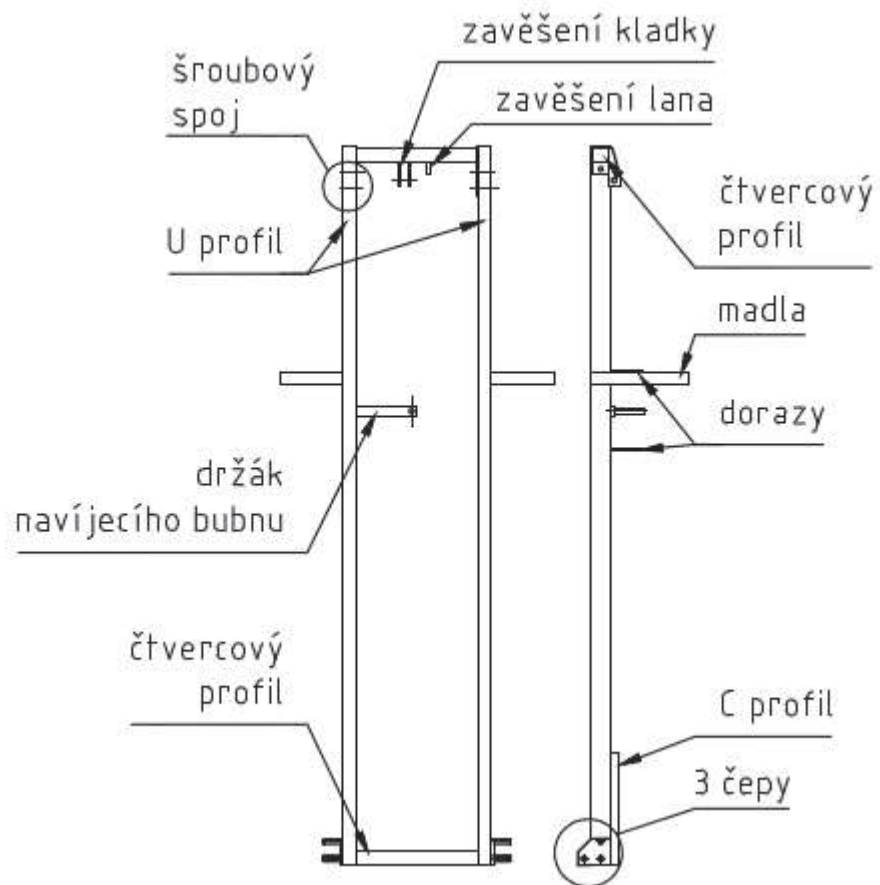
Mezi hlavní části patří dva U-profil, které jsou ve spodní části svařeny čtvercovým profilem „Jaklem“. Dále jsou v tomto místě navařeny tři čepy, na nichž bude nasunuta „opěrná vidle“. Díky „opěrné vidli“ je možné z pojízdného zvedáku jednoduchým vysunutím vidle ze dvou nad sebou řazených čepů a následným nasunutím na čepy řazené ve vodorovném směru vytvořit pevný zvedák, který nepotřebuje přidržování ve stabilní poloze lidskou silou. Ze zadní strany je pak navařen C-profil pro připevnění kol.

Ve střední části jsou navařené madla určené k manipulaci se zvedákem, držák navíjecího bubnu a dorazy udávající pevnou polohu páky bubnu.

Horní část je spojena čtvercovým profilem, který je přišroubován čtyřmi šrouby M10 k U-profilům. Šrouby jsou zde z konstrukčního hlediska. Umožňují odebrání vrchní příčky a následné vysunutí ložisek posuvného rámu z U-profilu pro jednodušší montáž a demontáž posuvné části. Vrchní příčka také slouží k připevnění kladky a k zavěšení lana.

Mezi kontrolované části patří všechny svary vyskytující se na pevném rámu, kromě svaru spojující dolní příčku s U-profil. Dolní příčka není namáhána téměř žádnou významnou silou. Dále kontrolovaným je šroubový spoj. Kontrola U-profilu na ohyb při náklonu zvedáku, kontrola na ohyb a na krut držáku bubnu, kontrola na smyk a na ohyb čepů opěrné vidle, kontrola na otláčení otvorů v místech styku „plocháče“ a čepu kladky.





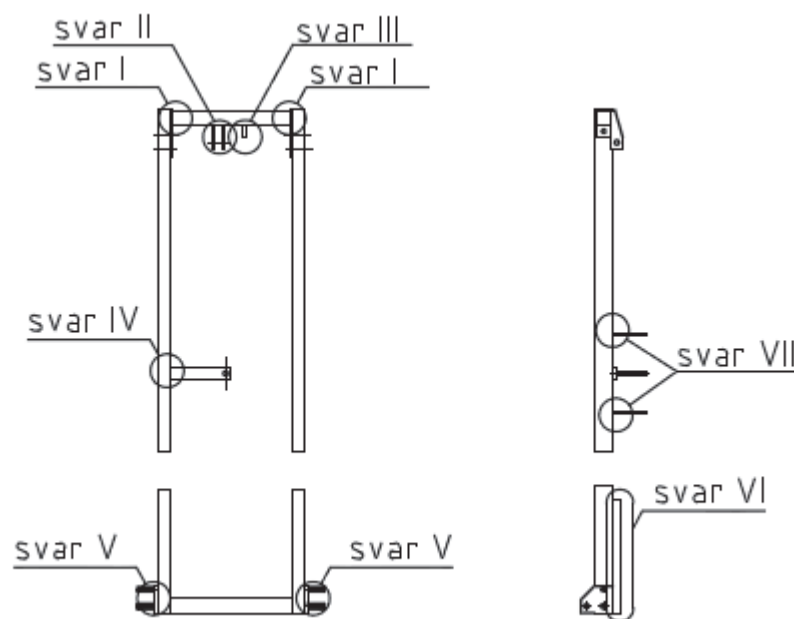
Obr. 2.1 Pevný rám navrženého pojízdného zvedáku

## 2.1. Statická kontrola svarů pevného rámu

Svařování je spojování jednotlivých součástí v jeden celek za působení tepla, tlaku, nebo jejich kombinace. Metodou svařování je zvoleno ruční svařování elektrickým obloukem s obalovanou elektrodou. Jedná se o metodu 111.

Svary kontrolujeme podle normy ČSN 05 0120 staticky, jelikož se nepředpokládá překročení počtů cyklů  $N < 5000$  za dobu jejich životnosti. Jedná se o sedm svarových skupin vyznačených na (obr. 2.2). Celý rám se svaří z oceli 11375 s použitím příslušného přídavného materiálu s obdobnými mechanickými vlastnostmi.

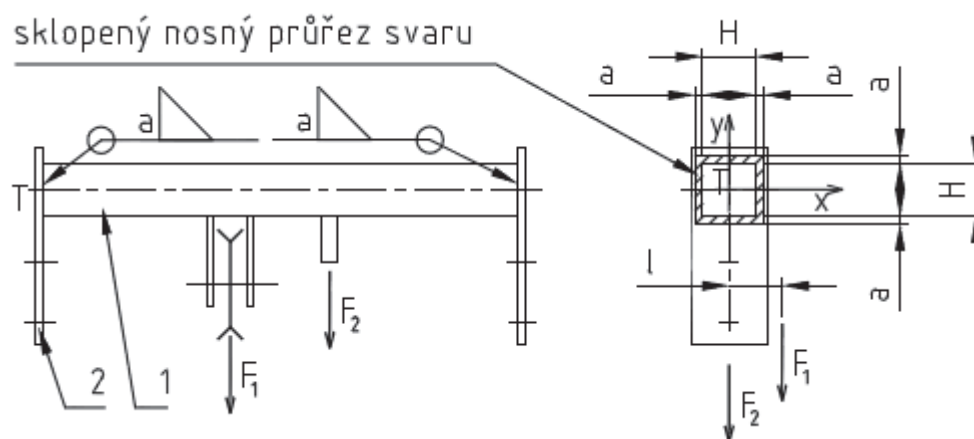




Obr. 2.2 Svary pevného rámu

### 2.1.1. Statická kontrola svaru I

Jedná se o koutový svar s nosným průřezem  $a=2$  mm umístěný na okrajích horní příčky spojující ji s „plocháči“, které jsou přišroubovány k U-profilům. Svar je namáhán na krut silou  $F_1$  působící na čep kladky, který není ve středu profilu, tím vzniká rameno  $l$ , na němž síla působí. Dále je svar namáhán na smyk stejnou silou  $F_1$  jako na krut, a silou  $F_2$  působící v laně. Umístění svaru a zatížení je zobrazeno na obr. 2.3.



Obr. 2.3 Umístění a velikost svaru I

(1)- TR 4HR 35x2-318 ČSN 42 6935

(2)- TYČ PLOCHÁ 50x5-130 ČSN 42 5522

$F_1 = 1128 \text{ N} \rightarrow \text{viz. příloha}$

$F_2 = 564 \text{ N} \rightarrow \text{viz. příloha}$

$H = 35 \text{ mm}$

$a = 2 \text{ mm}$

$l = 32,5 \text{ mm}$

$i = 2$

$k_{\parallel} = 0,65 \quad [8]$

$k_{\perp} = 0,75 \quad [8]$

Materiál: ocel 11375  $\rightarrow$  Re=205 MPa [7]

Krut:

$$\tau_{\parallel}^{Mk} = \frac{M_k}{W_{kSV}} = \frac{\frac{F_1}{i} \cdot l}{\frac{J_{PSV}}{e}} = \frac{\frac{1128}{2} \cdot 32,5}{\frac{812816}{19,5}} = 0,44 \text{ MPa} \quad (1)$$

$$J_{PSV} = \frac{(H + 2a)^4 - H^4}{12} = \frac{(35 + 2 \cdot 2)^4 - 35^4}{12} = 812816 \text{ mm}^4 \quad (2)$$

$$e = \frac{H}{2} + a = \frac{35}{2} + 2 = 19,5 \text{ mm}$$

Smyk:

$$\tau_{\perp}^F = \frac{F}{S_{SV}} = \frac{\frac{F_1 + F_2}{i}}{(H + 2a)^2 - H^2} = \frac{\frac{1128 + 564}{2}}{(35 + 2 \cdot 2)^2 - 35^2} = 2,86 \text{ MPa} \quad (3)$$

Výsledné napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\parallel}^{Mk}}{k_{\parallel}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^F}{k_{\perp}}\right)^2} \leq \beta \cdot \frac{Re}{k_s} \quad (4)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{0,44}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{2,86}{0,75}\right)^2} = 3,87 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$k_s = \frac{\beta \cdot Re}{\sigma_{red}} = \frac{1,21 \cdot 205}{3,87} = 64,1 \quad (5)$$

Vyhovuje!

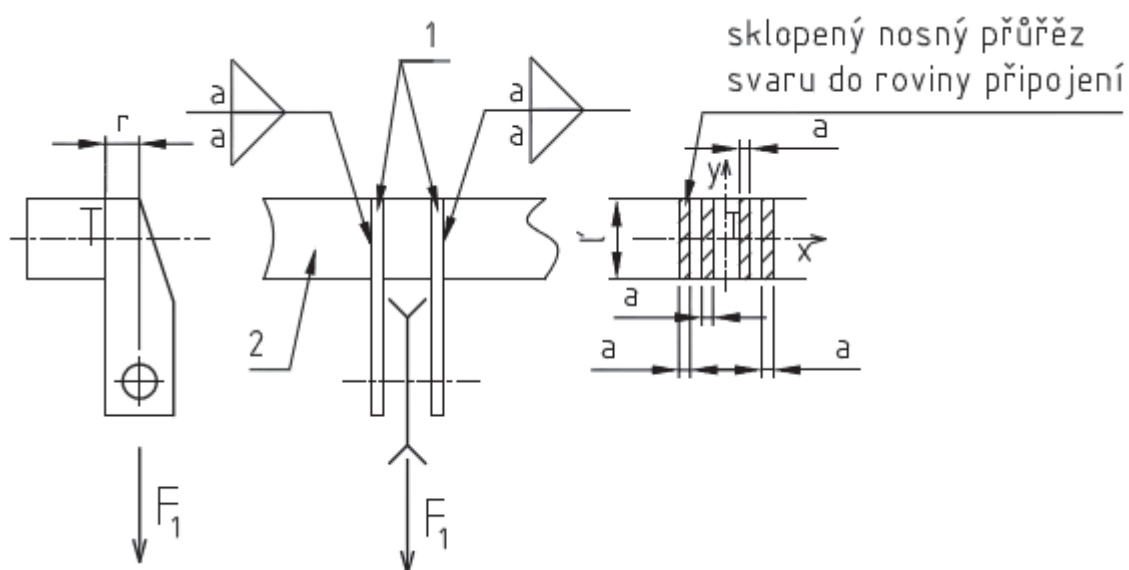
Součinitel tloušťky koutového svaru pro  $t \leq 10 \text{ mm}$ :

$$t = 1,4 \cdot a = 1,4 \cdot 2 = 2,8 \text{ mm}$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 2,8 = 1,21$$

### 2.1.2. Statická kontrola svaru II

Kontroluje se koutový svar s nosným průřezem  $a=2 \text{ mm}$  (obr. 2.4). Svar je namáhán na ohyb a na smyk silou  $F_1$ .



Obr. 2.4 Umístění a velikost svaru II

(1) TYČ PLOCHÁ 30x5-100 ČSN 42 5524

(2) TR 4HR 35x2-314 ČSN 42 6935

$$F_1 = 1128 \text{ N}$$

$$a = 2 \text{ mm}$$

$$l = 35 \text{ mm}$$

$$r = 15 \text{ mm}$$

$$i = 4$$

$$k_{\parallel} = 0,65 \quad [8]$$

$$k_{\perp} = 0,75 \quad [8]$$

Materiál: ocel 11375  $\rightarrow$   $R_e=205 \text{ MPa}$  [7]

Ohyb

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_{osvy}} = \frac{F_1 \cdot r}{i \cdot \frac{1}{6} \cdot a \cdot l^2} = \frac{1128 \cdot 15}{4 \cdot \frac{1}{6} \cdot 2 \cdot 29^2} = 15,09 \text{ MPa} \quad (6)$$

Smyk:

$$\tau_{\parallel}^F = \frac{F}{S_{sv}} = \frac{F_1}{i \cdot a \cdot l} = \frac{1128}{4 \cdot 2 \cdot 29} = 4,86 \text{ MPa}$$

Výsledné napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\parallel}^F}{k_{\parallel}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo}}{k_{\perp}}\right)^2} \leq \beta \cdot \frac{Re}{k_s}$$
$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{4,86}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{15,09}{0,75}\right)^2} = 21,46 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$k_s = \frac{\beta \cdot Re}{\sigma_{red}} = \frac{1,21 \cdot 205}{21,46} = 11,6$$

Vyhovuje!

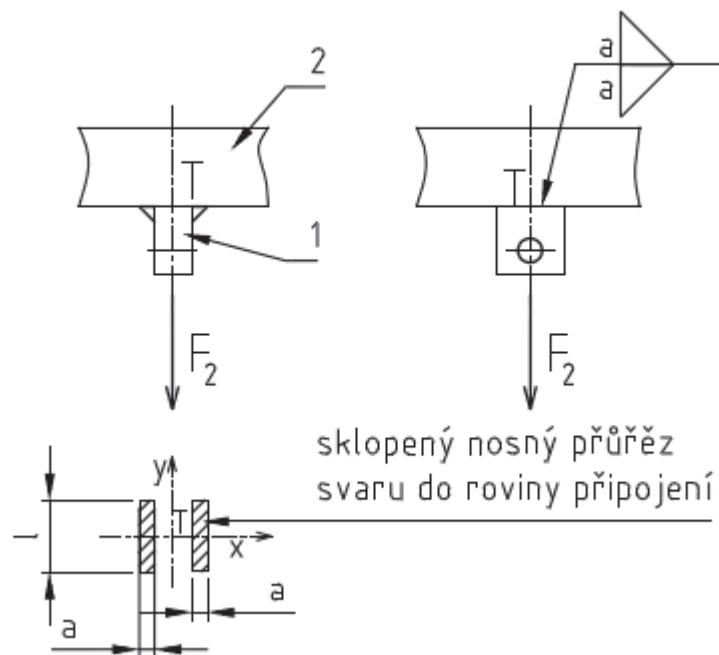
Součinitel tloušťky koutového svaru pro  $t \leq 10 \text{ mm}$ :

$$t = 1,4 \cdot a = 1,4 \cdot 2 = 2,8 \text{ mm}$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 2,8 = 1,21$$

### 2.1.3. Statická kontrola svaru III

Kontroluje se koutový svar s nosným průřezem  $a=2 \text{ mm}$ , který je namáhán na tah silou  $F_2$  (obr. 2.5).



Obr. 2.5 Umístění a velikost svaru III

(1) TYČ PLOCHÁ 30x10-30 ČSN 42 5522

(2) TR 4HR 35x2-314 ČSN 42 6935

$$F_2 = 564 \text{ N}$$

$$a = 2 \text{ mm}$$

$$l = 30 \text{ mm}$$

$$i = 2$$

$$k_{\perp} = 0,75$$

$$\beta = 1,21$$

Materiál: ocel 11375  $\rightarrow$  Re=205 MPa

Tah:

$$\tau_{\perp}^F = \frac{F_2}{S_{SV}} = \frac{F_2}{i \cdot a \cdot l} = \frac{564}{2 \cdot 2 \cdot 30} = 4,7 \text{ MPa}$$

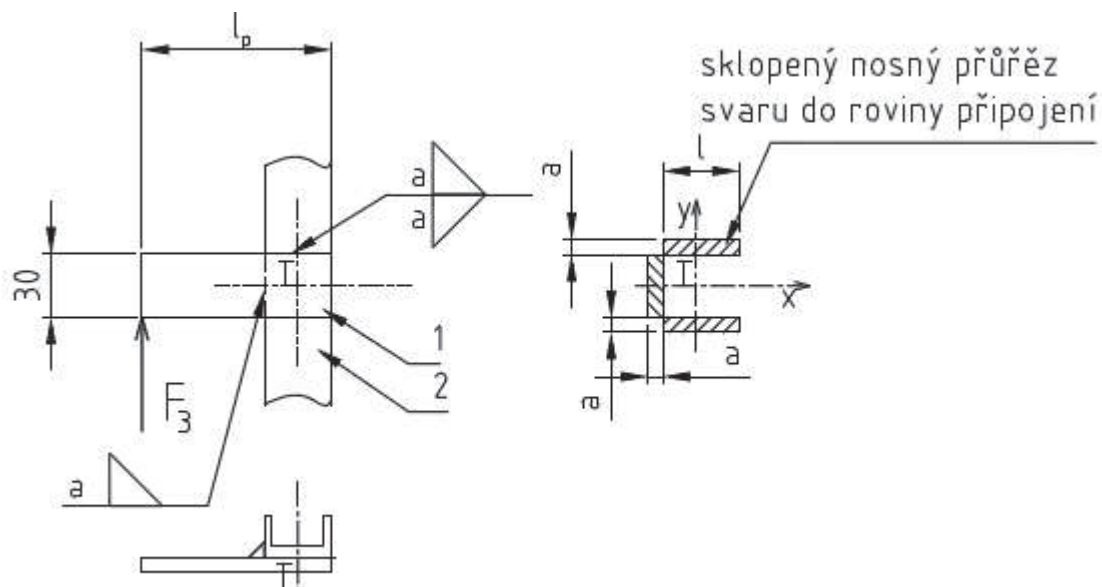
Bezpečnost:

$$k_s = \frac{\beta \cdot Re \cdot k_{\perp}}{\tau_{\perp}^F} = \frac{1,21 \cdot 205 \cdot 0,75}{4,7} = 39,6$$

Vyhovuje!

## 2.1.4. Statická kontrola svaru IV

Kontroluje se koutový svar s nosným průřezem  $a=3\text{ mm}$ , který je namáhán na ohyb a na smyk silou  $F_3$ .



Obr. 2.6 Umístění a velikost svaru IV

(1) TYČ PLOCHÁ 30x12x195 ČSN 42 5522

(2) U50x30x3-1900 ČSN EN 10162

$F_3 = 564\text{ N} \rightarrow \text{viz. příloha}$

$l_p = 130\text{ mm}$

$a = 3\text{ mm}$

$l = 30\text{ mm}$

$k_{\perp} = 0,75$

$W_{osvy} = 2115\text{ mm}^3 \rightarrow \text{viz. příloha}$

Materiál: ocel 11375  $\rightarrow Re=205\text{ MPa}$

Ohyb

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_{osvy}} = \frac{F_3 \cdot (l_p - 15)}{W_{osvy}} = \frac{564 \cdot (130 - 15)}{2115} = 30,67\text{ MPa}$$

Smyk:

$$\tau_{\perp}^F = \frac{F}{S_{SV}} = \frac{F_3}{3 \cdot a \cdot l} = \frac{564}{3 \cdot 3 \cdot 30} = 2,09 \text{ MPa}$$

Výsledné napětí:

$$\tau_{\perp \text{vysl}} = \tau_{\perp}^{Mo} + \tau_{\perp}^F = 30,67 + 2,09 = 32,76 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$k_s = \frac{\beta \cdot Re \cdot k_{\perp}}{\tau_{\perp \text{vysl}}} = \frac{1,17 \cdot 205 \cdot 0,75}{32,76} = 5,5$$

Vyhovuje!

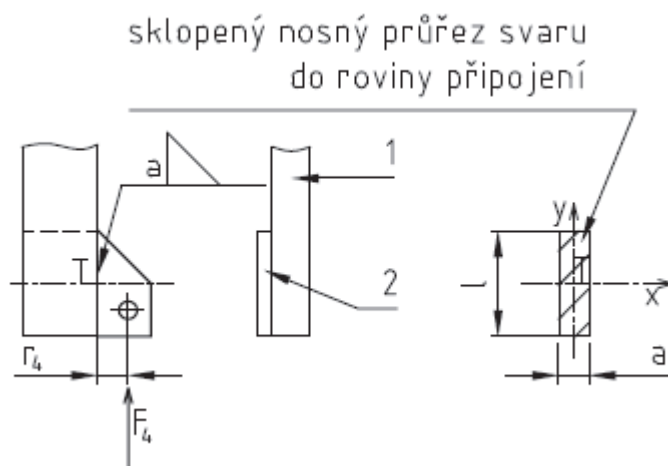
Součinitel tloušťky koutového svaru pro  $t \leq 10 \text{ mm}$ :

$$t = 1,4 \cdot a = 1,4 \cdot 3 = 4,2 \text{ mm}$$

$$\beta = 1,3 - 0,03 \cdot t = 1,3 - 0,03 \cdot 4,2 = 1,17$$

### 2.1.5. Statická kontrola svaru V

Svar (obr. 2.7) je namáhán silou  $F_4$ , která působí na ramenu  $r_4$ , způsobuje smyk a ohyb. Svar je koutový.



Obr. 2.7 Umístění a velikost svaru V

(1) U50x30x3-1900 ČSN EN 10162

(2) TYČ PLOCHÁ 70x8-85 ČSN 42 5522

$$F_4 = 4262 \text{ N} \rightarrow \text{viz. příloha}$$

$$a = 3 \text{ mm}$$

$$l = 60 \text{ mm}$$

$$r_4 = 20 \text{ mm}$$

$$k_{\parallel} = 0,65$$

$$k_{\perp} = 0,75$$

$$\beta = 1,17$$

Materiál: ocel 11375  $\rightarrow$  Re=205 MPa

Ohyb

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_{osvy}} = \frac{F_4 \cdot r_4}{\frac{1}{6} \cdot a \cdot l^2} = \frac{4262 \cdot 20}{\frac{1}{6} \cdot 3 \cdot 60^2} = 47,38 \text{ MPa}$$

Smyk:

$$\tau_{\parallel}^F = \frac{F}{S_{sv}} = \frac{F_4}{a \cdot l} = \frac{4262}{3 \cdot 60} = 23,68 \text{ MPa}$$

Výsledné napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\parallel}^F}{k_{\parallel}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo}}{k_{\perp}}\right)^2} \leq \beta \cdot \frac{Re}{k_s}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{23,68}{0,65}\right)^2 + \left(\frac{47,38}{0,75}\right)^2} = 72,93 \text{ MPa}$$

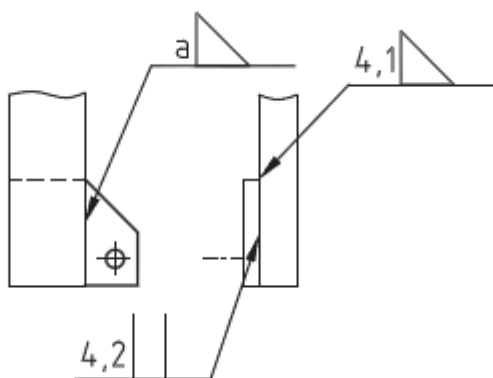
Bezpečnost:

$$k_s = \frac{\beta \cdot Re}{\sigma_{red}} = \frac{1,17 \cdot 205}{72,93} = 3,3$$

Vyhovuje!

Bezpečnost svaru vyšla dostačující, pro zlepšení z konstrukčního hlediska je volen navíc svar 4,1 a 4,2, který se do výpočtu nezavádí. (obr. 2.8)



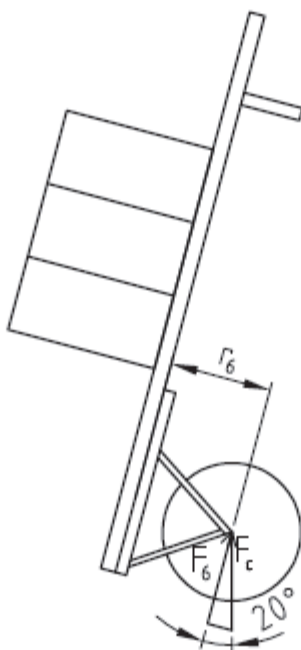


Obr. 2.8 Umístění svaru 4.1 a 4.2

#### 2.1.6. Statická kontrola svaru VI

Svary šesté skupiny spojují C-profilů s U-profilů. C-profil slouží k uchycení rámku s koly pomocí upravených šroubů ke zbytku zvedáku. Svary zatěžuje síla  $F_6$  způsobena celkovou váhou pojízdného zvedáku  $m_c$  (obr. 2.9). Pro dostatečnou pevnost se volí čtyři 50 mm dlouhé V-svary na každý ze dvou C-profilů (obr. 2.10).

Při výpočtu síly  $F_6$  se počítá s celkovou hmotností pojízdného zvedáku  $m_c$ .



Obr. 2.9 Schéma naklonění zvedáku a působení síly  $F_6$

Výpočet síly  $F_6$  při  $20^\circ$  náklonu pojízdného zvedáku.

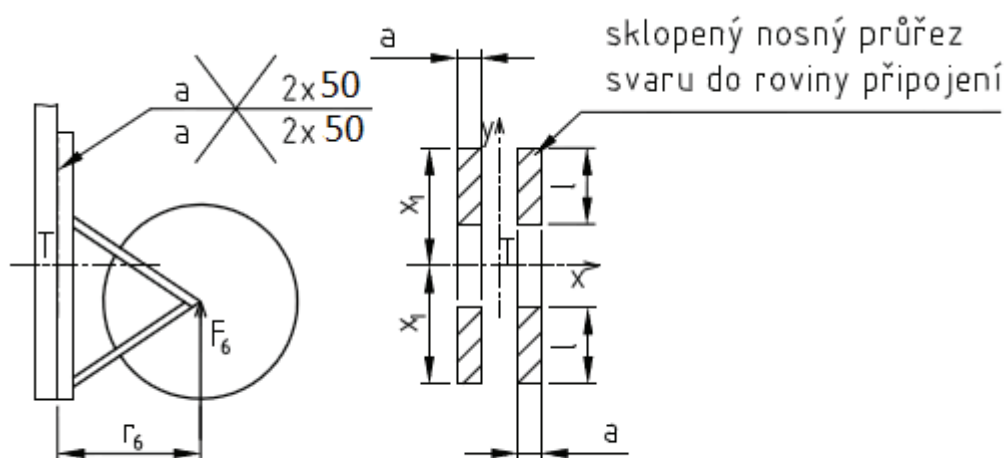
$$r_6 = 200 \text{ mm}$$

$$m_c = 140 \text{ kg}$$

$$F_c = \frac{m_c}{2} \cdot g = \frac{140}{2} \cdot 9,81 = 687 \text{ N}$$

$$F_6 = F_c \cdot \cos 20^\circ = 646 \text{ N}$$

Kontrola svaru na ohyb a smyk:



Obr. 2.10 Umístění a velikost svaru VI

(1) U50x30x3-1900 ČSN EN 10162

(2) C30x30x8x2,5-400 ČSN EN 10162

$$F_6 = 646 \text{ N}$$

$$W_{osvx} = 18459,4 \text{ mm}^3 \rightarrow \text{viz. příloha}$$

$$a = 2,5 \text{ mm}$$

$$l = 50 \text{ mm}$$

$$r_6 = 200 \text{ mm}$$

$$x_1 = 190 \text{ mm}$$

$$i = 4$$

$$k'_{\parallel} = 0,7 \quad [8]$$

$$k'_{\perp} = 0,85 \quad [8]$$

Materiál: ocel 11375  $\rightarrow$  Re=205 MPa

Ohyb

$$\sigma_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_{OSV}} = \frac{F_6 \cdot r_6}{W_{OSVx}} = \frac{646 \cdot 200}{18459,4} = 7,00 \text{ MPa}$$

Smyk:

$$\tau_{\parallel}^F = \frac{F}{S_{SV}} = \frac{F_6}{i \cdot a \cdot l_6} = \frac{646}{4 \cdot 2,5 \cdot 50} = 1,29 \text{ MPa}$$

Výsledné napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\parallel}^F}{k'_{\parallel}}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{\perp}^{Mo}}{k'_{\perp}}\right)^2} \leq \frac{Re}{k_s}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{7}{0,85}\right)^2 + \left(\frac{1,29}{0,7}\right)^2} = 8,44 \text{ MPa}$$

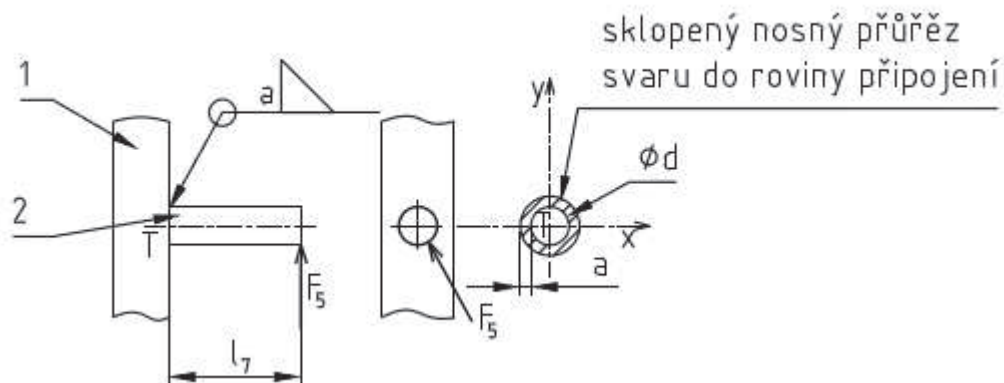
Bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red}} = \frac{205}{36,52} = 24,3$$

Vyhovuje!

### 2.1.7. Statická kontrola svaru VII

Kontroluje se koutový svar namáhaný na ohyb a na smyk (obr. 2.11). Svar spojuje U-profil a doraz páky navíjecího bubnu.



Obr. 2.11 Umístění a velikost svaru VII

(1) U50x30x3-1900 ČSN EN 10162

(2) Ø12-90 ČSN 42 5510

$F_5 = 56 \text{ N} \rightarrow \text{viz. příloha}$

$a = 3 \text{ mm}$

$l_7 = 80 \text{ mm}$

$d = 12 \text{ mm}$

$k_{\parallel} = 0,65$

$k_{\perp} = 0,75$

$\beta = 1,17$

Materiál: ocel 11375  $\rightarrow Re=205 \text{ MPa}$

Ohyb:

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{M_o}{W_{osvx}} = \frac{F_5 \cdot l_7}{\frac{j_{svx}}{\frac{d}{2} + a}} = \frac{F_5 \cdot l_7}{\frac{\frac{\pi}{64} [(d + 2a)^4 - d^4]}{\frac{d}{2} + a}}$$

$$\tau_{\perp}^{Mo} = \frac{56 \cdot 80}{\frac{\frac{\pi}{64} [(12 + 2 \cdot 3)^4 - 12^4]}{\frac{12}{2} + 3}} = 30,63 \text{ MPa}$$

Smyk:

$$\tau_{\perp}^F = \frac{F}{S_{sv}} = \frac{F_5}{\frac{\pi}{4} \cdot [(d + 2a)^2 - d^2]} = \frac{56}{\frac{\pi}{4} \cdot [(12 + 2 \cdot 3)^2 - 12^2]} = 1,24 \text{ MPa}$$

Výsledné napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp}^F}{k_{\perp}}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\perp}^{Mo}}{k_{\perp}}\right)^2} \leq \beta \cdot \frac{Re}{k_s}$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{30,63}{0,75}\right)^2 + \left(\frac{1,24}{0,75}\right)^2} = 40,88 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$k_s = \frac{\beta \cdot Re}{\sigma_{red}} = \frac{1,17 \cdot 205}{40,88} = 5,9$$

Vyhovuje!

## 2.2. Kontrola U-profilů na ohyb

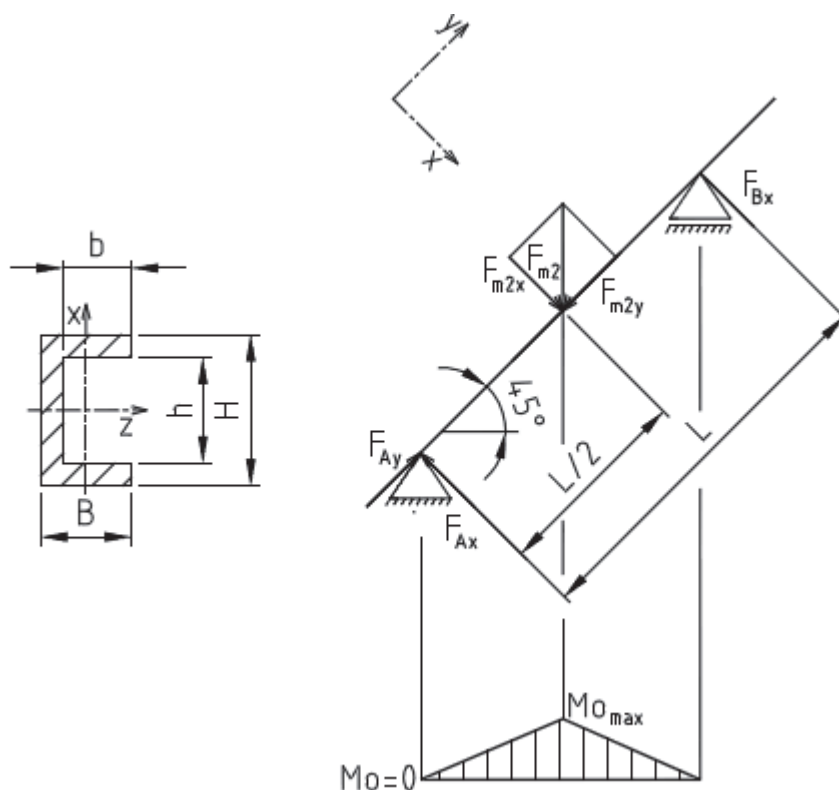
U-profilý jsou základní částí pevného rámu. Slouží k vedení ložisek posuvné části a nesou veškerou hmotnost zátěže. Během posuvu je zvedák nakloněn pod daným úhlem, který způsobuje ohybové zatížení U-profilů v rovině x-y. Pro výpočet je použitý úhel sklonu  $\gamma=45^\circ$ , který může být dosažen např. při tlačení ručního zvedáku do mírného kopce, nebo přes vyvýšenou překážku. Počítá se s horší variantou zatížení ložisek a to takovou, že při dané poloze těžiště nákladu bude výsledná síla působit pouze na spodní ložiska posuvného rámu (obr. 2.12). Dále je U-profil namáhaný na ohyb v rovině y-z silou  $F_3$  na ramenu  $l_p$  (obr. 2.13). Velikost síly a délka ramene je stejná jako u výpočtu svaru IV. Výsledkem je prostorové ohybové namáhání.

### 2.2.1. Výpočet v rovině x-y

Výpočet se provádí pro jeden U-profil, proto se dělí síla dvěma.

$$F_m = 1128 \text{ N}$$

$$F_{m2} = \frac{F_m}{2} = \frac{1128}{2} = 564 \text{ N}$$



Obr. 2.12 Rozložení sil v rovině x-y, průběh ohybového momentu

$$L = 1200 \text{ mm}$$

$$H = 50 \text{ mm}$$

$$h = 44 \text{ mm}$$

$$B = 30 \text{ mm}$$

$$b = 24 \text{ mm}$$

$$F_{m2x} = F_{m2} \cdot \sin \gamma = 564 \cdot \sin 45^\circ = 399 \text{ N}$$

$$F_{m2y} = F_{m2} \cdot \cos \gamma = 564 \cdot \cos 45^\circ = 399 \text{ N}$$

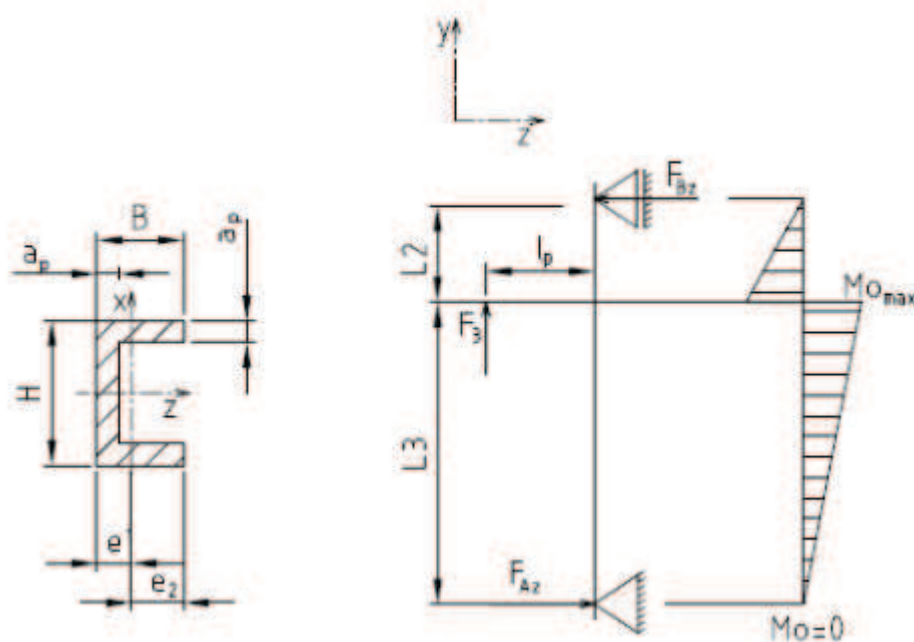
$$F_{ax} = F_{ay} = \frac{F_{m2x}}{2} = \frac{399}{2} = 200 \text{ N}$$

$$M_{omax} = F_{ax} \cdot \frac{L}{2} = 200 \cdot \frac{1200}{2} = 120000 \text{ Nmm} \quad (7)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (8)$$

$$\sigma_{oxy} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{M_{omax}}{\frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6H}} = \frac{120000}{\frac{30 \cdot 50^3 - 24 \cdot 44^3}{6 \cdot 50}} = 21,11 \text{ MPa}$$

### 2.2.2. Výpočet v rovině y-z



Obr. 2.13 Rozložení sil v rovině y-z, průběh ohybového momentu

$$F_3 = 564 \text{ N}$$

$$L_2 = 700 \text{ mm}$$

$$L_3 = 1200 \text{ mm}$$

$$l_p = 130 \text{ mm}$$

$$H = 50 \text{ mm}$$

$$B = 30 \text{ mm}$$

$$a_p = 3 \text{ mm}$$

$$R_e = 205 \text{ MPa}$$

$$\frac{L_2}{L_3} = \frac{700}{1200} = \frac{7}{12}$$

Z poměru vzdálenosti  $L_2/L_3=7/12$  se určí poměr reakčních sil  $F_{Az}/F_{Bz}=7/12$ .

$$F_{Az} = \frac{7}{12} \cdot F_{Bz}$$

Z momentové rovnováhy se určí velikost reakčních sil a jejich směr.

$$F_3 \cdot l_p = F_{Az} \cdot L_3 + F_{Bz} \cdot L_2$$

$$F_3 \cdot l_p = \frac{7}{12} \cdot F_{Bz} \cdot L_3 + F_{Bz} \cdot L_2 \rightarrow F_{Bz} = \frac{F_3 \cdot l_p}{\frac{7}{12} \cdot L_3 + L_2}$$

$$F_{Bz} = \frac{564 \cdot 0,13}{\frac{7}{12} \cdot 1,2 + 0,7} = 150 \text{ N}$$

$$F_{Az} = \frac{7}{12} \cdot F_{Bz} = \frac{7}{12} \cdot 150 = 87 \text{ N}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_{oyz} = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_{Bz} \cdot L_2}{W_{o2}} = \frac{150 \cdot 700}{3105,92} = 33,81 \text{ MPa}$$

Výpočet průřezového modulu v ohybu:

$$W_{o2} = \frac{J_x}{e_1} = \frac{275333,99}{8,865} = 3105,92 \text{ mm}^3 \quad (9)$$

Výpočet kvadratického momentu s použitím Steinerovy věty:

$$J_x = 2 \left( \frac{1}{12} \cdot a \cdot B^3 + \left( \frac{B}{2} - y_T \right)^2 \cdot a \cdot B \right) + \frac{1}{12} \cdot (H - 2a) \cdot a^3 + \left( y_T - \frac{a}{2} \right)^2 \cdot (H - 2a) \cdot a$$

$$J_x = 2 \left( \frac{1}{12} \cdot 3 \cdot 30^3 + (15 - 8,865)^2 \cdot 3 \cdot 30 \right) + \frac{1}{12} \cdot (50 - 2 \cdot 3) \cdot 3^3 + \left( 8,865 - \frac{3}{2} \right)^2 \cdot$$

$$\cdot 44 \cdot 3$$

$$J_x = 275333,99 \text{ mm}^4 \quad (10)$$

$$y_T = \frac{a \cdot B \cdot \frac{B}{2} \cdot 2 + (H - 2a) \cdot \frac{a}{2}}{a \cdot B \cdot 2 + (H - 2a) \cdot a} = \frac{a \cdot B^2 + (H - 2a) \cdot \frac{a}{2}}{a \cdot B \cdot 2 + (H - 2a) \cdot a} \quad (11)$$

$$y_T = \frac{3 \cdot 30^2 + (50 - 2 \cdot 3) \cdot \frac{3}{2}}{3 \cdot 30 \cdot 2 + (50 - 2 \cdot 3) \cdot 3} = 8,865 \text{ mm}$$

### 2.2.3. Výpočet výsledného ohybového napětí

$$\sigma_{oxyz} = \sqrt{\sigma_{oxy}^2 + \sigma_{oyz}'^2} = \sqrt{21,11^2 + 16,81^2} = 26,98 \text{ MPa} \quad (12)$$

$$\sigma_{oyz}' = \frac{F_{Az} \cdot \frac{L_3}{2}}{W_{o2}} = \frac{87 \cdot \frac{1200}{2}}{3105,92} = 16,81 \text{ MPa} \quad (13)$$

Bezpečnost:

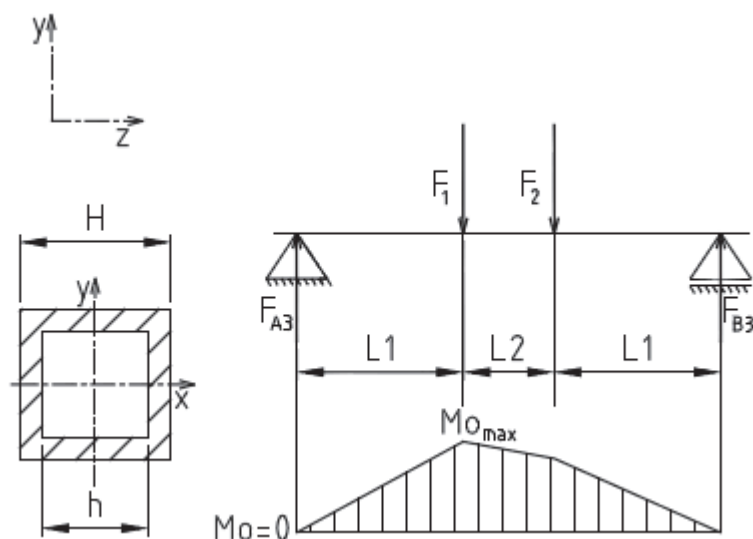
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{oxyz}} = \frac{205}{26,98} = 7,6 \quad (14)$$

Vyhovuje!

### 2.3. Kontrola horní příčky tenkostěnného čtvercového profilu na ohyb

Horní příčka pevného rámu je namáhána na ohyb silou  $F_1$  a  $F_2$ . Příčka je ze čtvercového profilu o rozměrech 35x35x2-314 mm (obr. 2.14).





Obr. 2.14 Rozložení sil a průběh ohybového momentu horní příčky

$$F_1 = 1128 \text{ N}$$

$$F_2 = 564 \text{ N}$$

$$L_1 = 124 \text{ mm}$$

$$L_2 = 66 \text{ mm}$$

$$H = 35 \text{ mm}$$

$$h = 31 \text{ mm}$$

$$Re = 205 \text{ MPa}$$

$$F_{A3} = F_1 + F_2 - F_{B3} = 1128 + 564 - 787 = 905 \text{ N}$$

$$F_{B3} = \frac{F_1 \cdot L_1 + F_2 \cdot (L_1 + L_2)}{2L_1 + L_2} = \frac{1128 \cdot 124 + 564 \cdot (124 + 66)}{2 \cdot 124 + 66} = 787$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \quad (15)$$

$$\sigma_{o3} = \frac{M_{o3max}}{W_{o3}} = \frac{F_{A3} \cdot L_1}{\frac{H^4 - h^4}{6H}} = \frac{905 \cdot 124}{\frac{35^4 - 31^4}{6 \cdot 35}} = 40,84 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

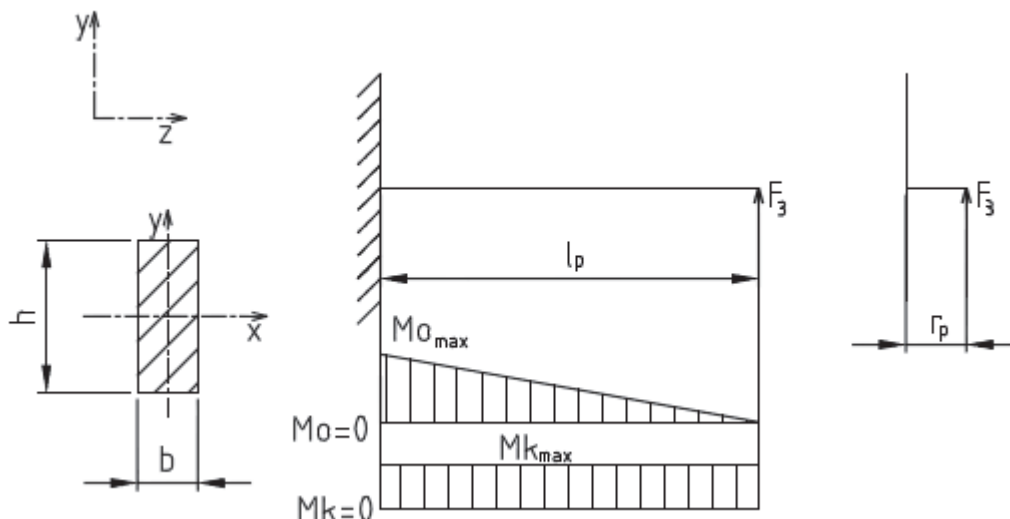
$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{o3}} = \frac{205}{40,84} = 5,0$$

Vyhovuje!

## 2.4. Kontrola ramene navíjecího bubnu na ohyb a krut

Rameno je z ploché tyče o rozměrech 30x12-195. Na jedné straně je rameno přivařeno, tvoří tak vetknutý nosník a na straně druhé je namáháno silou v laně. (obr. 2.15)

Výpočet napětí v ohybu:



Obr. 2.15 Rozložení sil a průběh ohybového momentu na rameni bubnu

$$F_3 = 564 \text{ N}$$

$$l_p = 130 \text{ mm}$$

$$r_p = 65 \text{ mm}$$

$$h = 30 \text{ mm}$$

$$b = 12 \text{ mm}$$

$$\beta' = 0,337 \text{ [7]}$$

$$Re = 205 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_{o4} = \frac{M_{o4max}}{W_{o4}} = \frac{F_3 \cdot l_p}{\frac{b \cdot h^2}{6}} = \frac{564 \cdot 130}{\frac{12 \cdot 30^2}{6}} = 40,73 \text{ MPa}$$

Výpočet napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk}$$

$$\tau_{k4} = \frac{M_{k4}}{W_{k4}} = \frac{F_3 \cdot r_p}{\beta' \cdot h^2 \cdot b} = \frac{564 \cdot 65}{0,337 \cdot 30^2 \cdot 12} = 10,07 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red4} = \sqrt{\sigma_{o4}^2 + 4 \cdot \tau_{k4}^2} = \sqrt{40,73^2 + 4 \cdot 10,07^2} = 45,44 \text{ MPa}$$

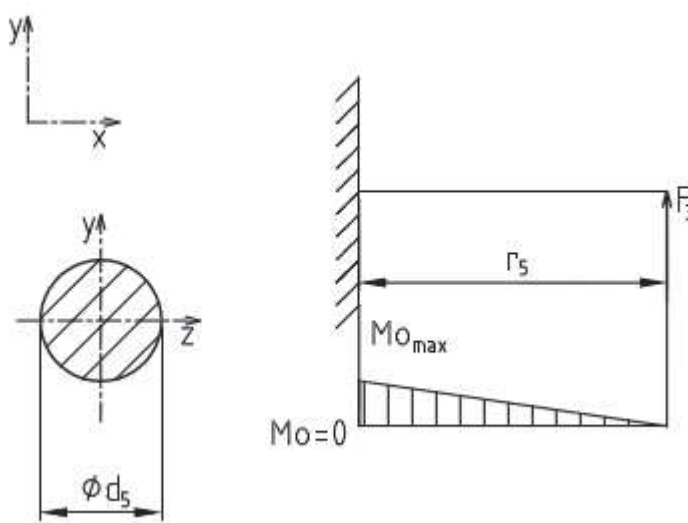
Bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red4}} = \frac{205}{41,96} = 4,5$$

Vyhovuje!

## 2.5. Kontrola čepu bubnu na ohyb a smyk

Čep bubnu je k ramenu přivařen. Je namáhán na ohyb a na smyk silou v laně (obr. 2.16). Síla se přenáší na čep pomocí ložisek. Je počítáno s navíjením lana v krajní poloze bubnu. Většinu síly přenesou ložiska vzdálenější od svaru, které je umístěno pod lanem.



Obr. 2.16 Rozložení sil a průběh ohybového momentu na čepu bubnu

$$F_3 = 564 \text{ N}$$

$$r_5 = 52 \text{ mm}$$

$$d_5 = 15 \text{ mm}$$

$$Re = 205 \text{ MPa}$$

Smyk:

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{Ds}$$

$$\tau_{s5} = \frac{F_3}{\frac{\pi \cdot d_5^2}{4}} = \frac{564}{\frac{\pi \cdot 15^2}{4}} = 3,19 \text{ MPa}$$

Ohyb:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_{o5} = \frac{M_{o5max}}{W_{o4}} = \frac{F_3 \cdot r_5}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{564 \cdot 52}{\frac{\pi \cdot 15^3}{32}} = 88,51 \text{ MPa}$$

Redukované napětí:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_{o5}^2 + 4 \cdot \tau_{s5}^2} = \sqrt{88,51^2 + 4 \cdot 3,19^2} = 88,74 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\sigma_{red4}} = \frac{205}{88,74} = 2,3$$

Vyhovuje!

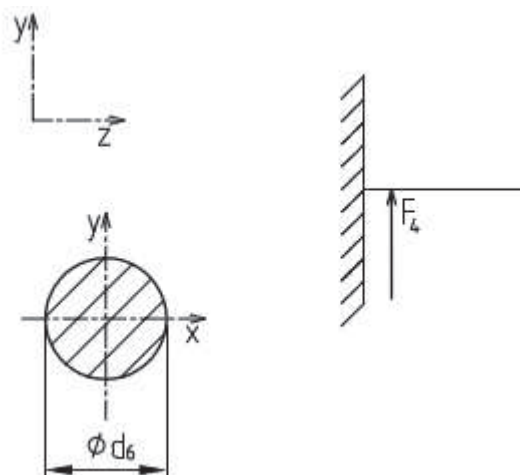
## 2.6. Kontrola čepu spodní „vidle“ na smyk

Kontroluje se čep, který drží „vidli“ ve vodorovné poloze. Na vetknutý čep působí síla  $F_4$  směrem nahoru a snaží se čep usmýknout (obr. 2.17).

$$F_4 = 4262 \text{ N}$$

$$d_6 = 12 \text{ mm}$$

$$R_e = 205 \text{ MPa}$$



Obr. 2.17 Síla  $F_4$  působící na čep

$$\tau_s = \frac{F}{S} \leq \tau_{Ds}$$

$$\tau_{s6} = \frac{F_4}{\frac{\pi \cdot d_6^2}{4}} = \frac{4262}{\frac{\pi \cdot 12^2}{4}} = 37,68 \text{ MPa}$$

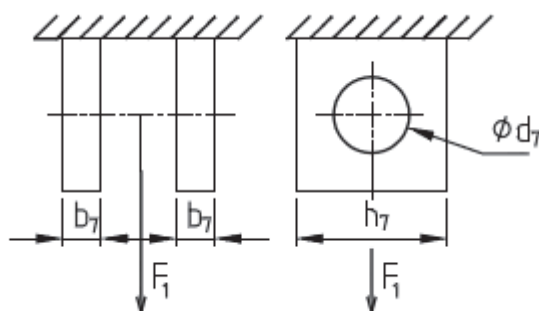
Bezpečnost:

$$k_s = \frac{Re}{\tau_{s6}} = \frac{205}{37,68} = 5,4$$

Vyhovuje!

## 2.7. Kontrola držáku kladky 1 na tah

Držák tvoří dva plocháče (obr. 2.18) přivařené k horní příčce, mezi nimiž je pomocí čepu upevněná kladka. Kladka způsobuje tahové napětí.



Obr. 2.18 Síla  $F_1$  působící na držák kladky

$$F_1 = 1128 \text{ N}$$

$$b_7 = 5 \text{ mm}$$

$$h_7 = 30 \text{ mm}$$

$$d_7 = 12 \text{ mm}$$

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \leq \sigma_{Dt}$$

$$\sigma_t = \frac{F_1}{S} = \frac{F_1}{2 \cdot b_7 \cdot (h_7 - d_7)} = \frac{1128}{2 \cdot 5 \cdot (30 - 12)} = 6,27 \text{ MPa}$$

Bezpečnost:

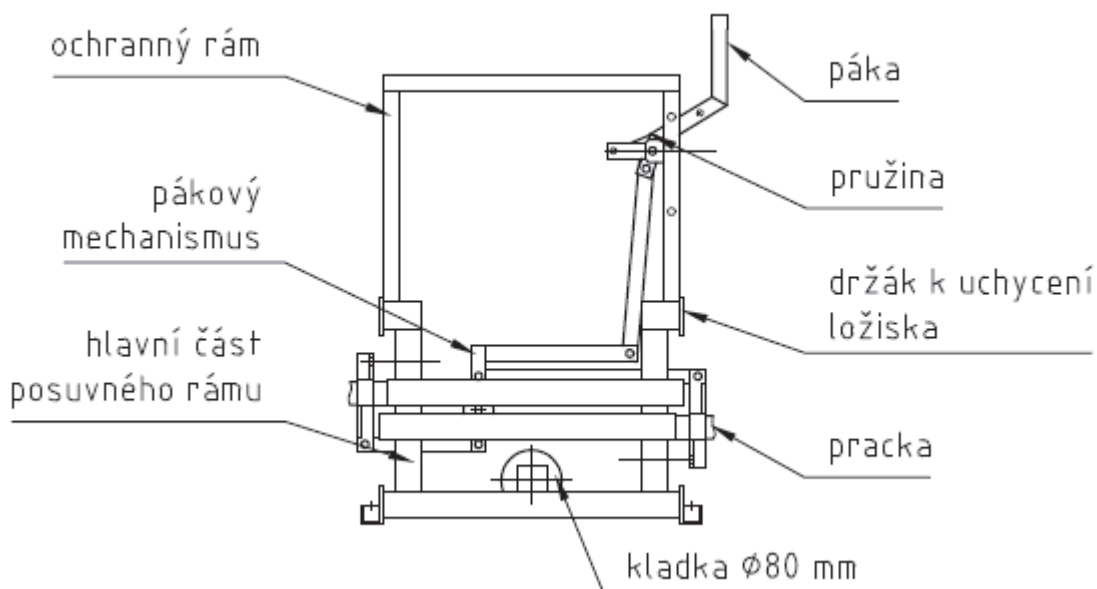
$$k_s = \frac{Re}{\tau_{s6}} = \frac{205}{6,27} = 32,7$$

Vyhovuje!

### 3. Návrh posuvného rámu

Posuvný rám umožňuje uchopení a pohyb břemene. Uchopení je realizováno pomocí dvou prack, které jsou umístěny na boku rámu. Ovládání je prováděno pákovým mechanismem umístěným na zadní straně rámu, kde je dostatek prostoru. Navíc při tomto uspořádání tvoří posuvný rám pevnou bariéru a zabráňuje tak případnému poškození mechanismu. Návrh je inspirován zahraniční „hobby“ výrobou podobného zvedáku, který byl upraven podle vlastních představ. První větší úpravou byla změna povrchu zasouvající části pracky. Hladký povrch zasouvající části se změnil na drážkovaný povrch pro lepší záběr a znemožnění tak prokluzu a možnému uvolnění sevření břemene. Pohyb je prováděn pomocí zvedacího zařízení.

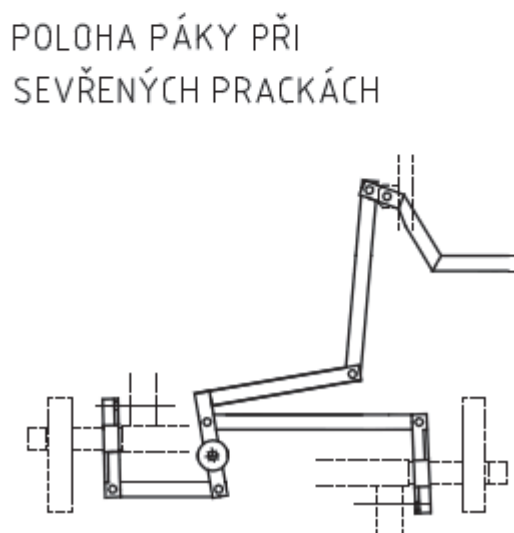
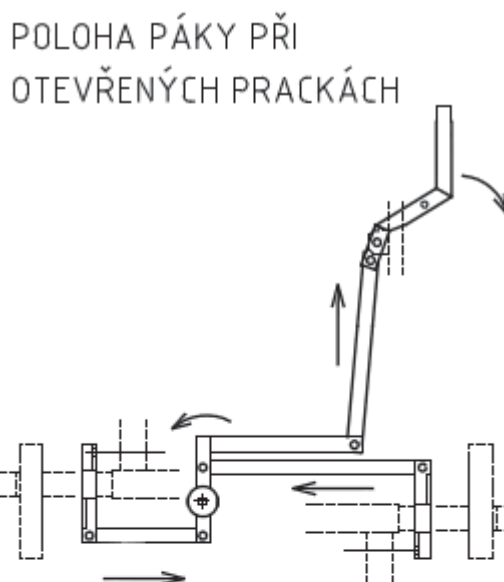
Vedení rámu zajišťují čtyři kuličkové ložiska v rozích rámu. Aby během provozu nedošlo k poškození ložisek axiální silou, je posuvný rám navržen tak, že při náklonu zvedáku, nebo při působení boční síly se rám opře o vnější části U-profilů. Díky tomu přenáší ložiska pouze radiální sílu závislou hlavně na hmotnosti břemene.



Obr. 3.1 Posuvný rám

### 3.1. Popis upínacího mechanismu

Upínání se provádí pákovým mechanismem, který je na obr. 3.2. Mechanismus je ovládán pákou v horní části posuvného rámu. Břemeno je uchyceno, pokud je páka v dolní poloze.



Obr. 3.2 Pákový mechanismus v neaktivní a aktivní poloze

Při upínání břemene se táhla pohybují ve směru šipek na horním obrázku. Automaticky dojde ke stažení pracek směrem dovnitř rámu.



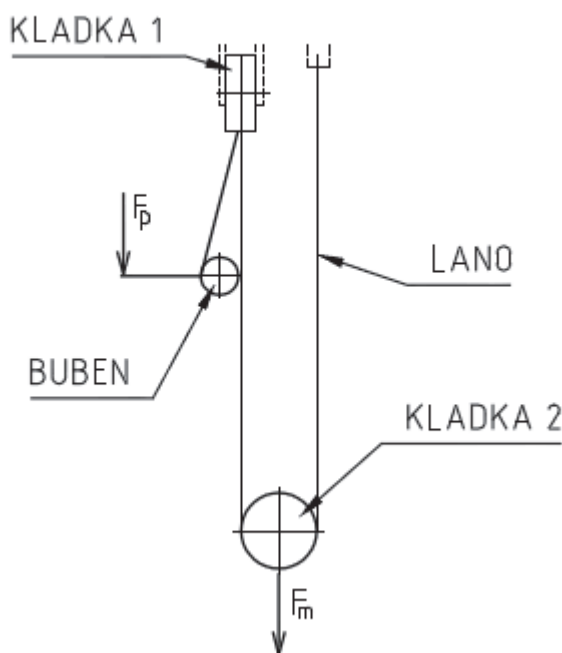
## 4. Návrh zvedacího zařízení

Zvedací zařízení slouží jak ke zvedání břemene, tak k jeho udržení ve stále poloze. Pohyb je realizován otáčením navíjecího bubnu uloženého na dvou kuličkových ložiscích, přičemž dochází k navíjení lana. Lano je vedeno od bubnu přes horní kladku k dolní kladce a zpět k horní příčce, kde je upevněno. Díky volné kladce upevněné na posuvném rámu je potřebná síla pro zvednutí břemene poloviční, čímž se znatelně snížilo napětí v namáhaných částech.

Výhodou kladkového mechanismu je jeho jednoduchost, hmotnost a cena. Dá se také snadno opravit doma, případně vyměnit některé části. Mezi nevýhody patří pružnost lana a možnost zabrzdění posuvného rámu v pevné poloze závislé na gravitaci (při nízké hmotnosti může náklad poskakovat).

### Parametry kladkového mechanismu

Parametry ocelového lana (průměr-délka):	$\varnothing 5 - 4000 \text{ mm}$
Průměr kladek:	$80 \text{ mm}$
Maximální výška zdvihu:	$l_z = 1400 \text{ mm}$
Velikost síly na páce při maximálním zatížení:	$F_p = 58,75 \text{ N}$
Počet závitů lana na bubnu (počet otáček bubnu):	$n_b = 17,8 \text{ ot}$



Obr. 4.1 Schéma lanového mechanismu

## Závěr

Cílem bakalářské práce bylo navržení pojízdného zvedáku nástavků. Konkrétně návrh a kontrola pevného rámu, návrh posuvného rámu, upínacího mechanismu a zvedacího zařízení.

Po zhlednutí ostatních pojízdných zvedáku na trhu se začal tvořit samotný návrh pevného rámu. Od návrhu pevného rámu se pak odvíjely návrhy všech ostatních komponentů. Když byl zvedák zhruba navržen, provedla se kontrola svaru pevného rámu a kontrola hlavních částí na příslušné namáhání. Kontroly změnily rozměry a tvary některých profilů rámu, což vedlo ke změně ostatních komponentů. Poté byl zvedák osazen upínacím mechanismem. Dále se navrhlo zvedací zařízení. Mezi nejvíce diskutované patřily hydraulický píst, pohybový šroub a kladkový mechanismus. Hydraulický píst nevyhovoval kvůli vysoké hmotnosti. Pohybový šroub nevyhovoval z důvodu potřeby vyšších otáček k dosažení relativně rychlého posuvu. Pohybový šroub by byl dobrou variantou v kombinaci s elektromotorem. Nakonec byl zvolen kladkový mechanismus s volnou kladkou. Hlavní výhodou mechanismu je jeho jednoduchost a taky nízká hmotnost. Nevýhodou je nutnost použití brzdy, která zastaví břemeno v předem stanovené výšce. Brzda se vyřešila dorazy, které zastaví páku bubnu v 36 polohách během zdvihu. Kladky jsou ocelové a uloženy v kuličkových ložiscích kvůli větší životnosti.

Pohyb zvedáku i v horším terénu je umožněn nafukovacími koly o průměru 300 mm a tloušťce 100 mm. Kola jsou díky konstrukčnímu řešení výškově nastavitelná a umožňují tak změnu úhlu náklonu zvedáku během převážení nástavků.

Všechny předem stanovené cíle bakalářské práce byly splněny.

## Seznam použité literatury

- [1] - Bolek,A.; Kochman,J. *Částí strojů I*. Praha: SNTL, 1989. 775s.  
ISBN 80-03-00046-7
- [2] - Bolek,A.; Kochman,J. *Částí strojů II*. Praha: SNTL, 1990. 707s.  
ISBN 80-03-00426-8
- [3] - Dejzl,Z. *Konstrukce strojů a zařízení I*. Ostrava: Monatnex, 2000. 225s.  
ISBN 80-7225-018-3
- [4] - Kaláb,K. *Částí a mechanismy strojů pro bakaláře, Částí spojovací*.  
Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2007. 90s. ISBN 978-80-248-1290-8
- [5] - Kaláb,K. *Částí a mechanismy strojů pro bakaláře, Částí pohonů strojů*.  
Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2008. 128s. ISBN 978-80-248-1860-3
- [6] - Řasa,J.; Švercl. J. *Strojnické tabulky I*. Praha: Scientia, 2004. 753s.  
ISBN 80-7183-312-6
- [7] - Řasa,J.; Švercl. J. *Strojnické tabulky 2*. Praha: Scientia, 2007. 586s.  
ISBN 978-80-86960-20-3
- [8] - ČSN 05 0120. *Výpočet svarových spojů strojních konstrukcí*.  
Federační úřad pro normalizaci a měření, 1971.
- [9] - *Včelářství* [online]. [cit. 2015-04-15]. Dostupné z:  
<http://cs.wikipedia.org/wiki/V%C4%8Dela%C5%99stv%C3%AD>
- [10] - *Historie včelářství* [online]. [cit. 2015-04-15]. Dostupné z:  
<http://www.vcelky.cz/historie.htm>
- Obr. 0.1 - *Nástavek*, <http://www.truhlarstvi-strakonice.cz/nastavek-palubkovy.html>
- Obr. 1.1 - *elektrický zvedák nástavků*, [http://www.kaptarlift.hu/?page\\_id=205](http://www.kaptarlift.hu/?page_id=205)
- Obr. 1.2 - *pohon pojízdného zvedáku elektromotorem*,  
[http://www.kaptarlift.hu/?page\\_id=205](http://www.kaptarlift.hu/?page_id=205)
- Obr. 1.3- *posuvný rám a upínací mechanismus pojízdného zvedáku*,  
[http://www.kaptarlift.hu/?page\\_id=205](http://www.kaptarlift.hu/?page_id=205)
- Obr. 1.4 – *pojízdný zvedák domácí výroby*,  
<http://www.beemaster.com/forum/index.php?topic=39296.0>
- Obr. 1.5 – *pojízdný zvedák domácí výroby*, <http://warre.biobeas.com/lift.htm>

## Seznam příloh

- A) Výpočet sil potřebných pro určení napětí v pevném rámu
- B) Výpočet průřezového modulu v ohybu svarů IV pomocí Steinerovy věty
- C) Výpočet průřezového modulu v ohybu svarů VI pomocí Steinerovy věty
- D) Výpočet sil a parametru zvedacího mechanismu
- E) Návrh a kontrola šroubu horní příčky
- F) Výkres sestavy - BAK-PYS0021-S01
- G) Výkres podsestavy svarku - BAK-PYS0021-SSV01  
- BAK-PYS0021-SSV02
- H) Výrobní výkresy - BAK-PYS0021-V01  
- BAK-PYS0021-V02  
- BAK-PYS0021-V03  
- BAK-PYS0021-V04  
- BAK-PYS0021-V05  
- BAK-PYS0021-V06  
- BAK-PYS0021-V07  
- BAK-PYS0021-V08  
- BAK-PYS0021-V09  
- BAK-PYS0021-V10

## **A) Výpočet sil potřebných pro určení velikosti napětí v pevném rámu**

Pevný rám slouží k vedení a pohybu posuvné části. Posuv je realizován jednoduchým kladkovým mechanismem tvořeným dvěma kladkami a navíjecím bubnem s pákou. Začátek lana je připevněný na horní příčce, čímž na ní působí silou  $F_2$ , která je rovna síle v laně. Poté je lano provlečeno kladkou na posuvné části zvedáku a pokračuje směrem k horní kladce, která mění směr lana o  $180^\circ$  k navíjecímu bubnu. Na čep horní kladky působí síla  $F_1$  ve svislém směru rovna dvojnásobku síly v laně.

Síla  $F_3$ , která je reakcí na sílu v laně působí na plochý profil, který slouží k upevnění navíjecího bubnu.

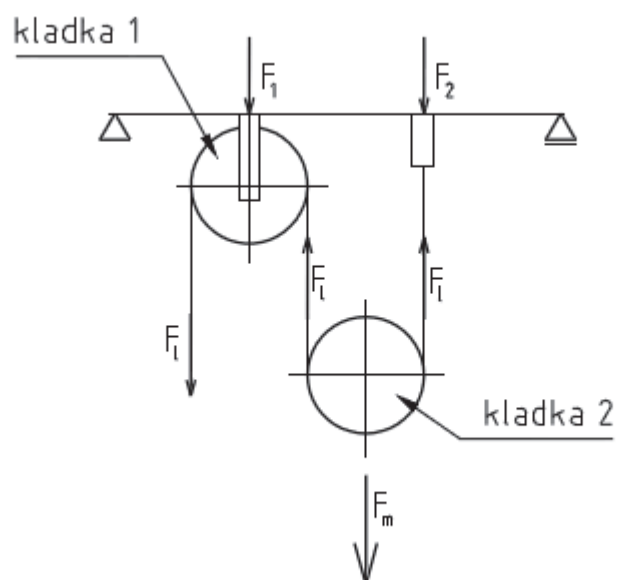
Rám je ve spodní části vybaven čepy, které v určitém nastavení s opěrnými vidlemi slouží k vytvoření pevného zvedáku. V tomto nastavení vzniká na čep napětí, které je následně přenášeno na okolní svary. Zatížení působí silou  $F_4$  a je dáno hmotností zvedaného závaží a polohou jeho těžiště. Čím bude hmotnost závaží větší a těžiště dál od osy y hlavního čepu, tím bude síla  $F_4$  větší.

Síla  $F_5$  vzniká působením páky bubnu na zarážku. Velikost síly je dána hmotností zvedaného závaží a průměrem bubnu, na něhož se lano navíjí. Hlavní napětí od síly  $F_5$  působí na svar umístěný mezi dorazem a U-profilem, který je namáhán na ohyb a smyk.

### **Výpočet síly $F_1$ a $F_2$**

Umístění a směry sil jsou znázorněny na (obr. 5.1).

Kladka 1 je pro lepší zobrazení na (obr. 5.1) otočená o  $90^\circ$ . Na velikost a směr sil to nemá vliv.



Obr. 5.1 Umístění a směr sil v kladkovém mechanismu

Celková hmotnost je dána součtem maximální hmotností závaží  $m_z$  a hmotností posuvné části  $m_{pr}$ .

$$m_{c1} = m_z + m_{pr} = 100 + 15 = 115 \text{ kg}$$

$$F_m = m_{c1} \cdot g = 115 \cdot 9,81 = 1128 \text{ N}$$

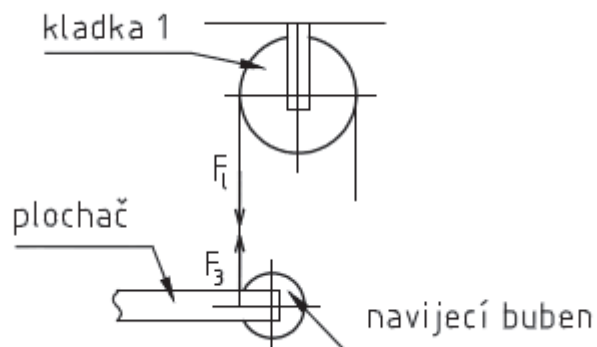
$$F_l = \frac{F_m}{2} = \frac{1128}{2} = 564 \text{ N}$$

$$F_1 = 2 \cdot F_l = 2 \cdot 564 = 1128 \text{ N}$$

$$F_2 = F_l = 564 \text{ N}$$

### Výpočet síly $F_3$

Síla je zobrazena na (obr. 5.2)

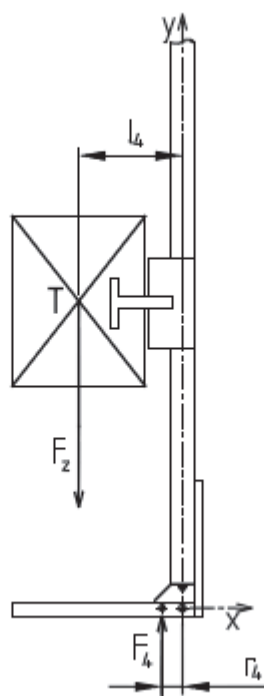


Obr. 5.2 Síla  $F_3$

$$F_3 = F_l = 564 \text{ N}$$

### Výpočet síly $F_4$

Délku  $l_4 = 340 \text{ mm}$  určuje velikost nástavku. Pro výpočet je použit nástavek o rozměrech 400x400x600 mm. Velikost ramene  $r_4 = 45 \text{ mm}$  je vzdálenost mezi čepy.



Obr. 5.3 Síla  $F_4$  působící na čep

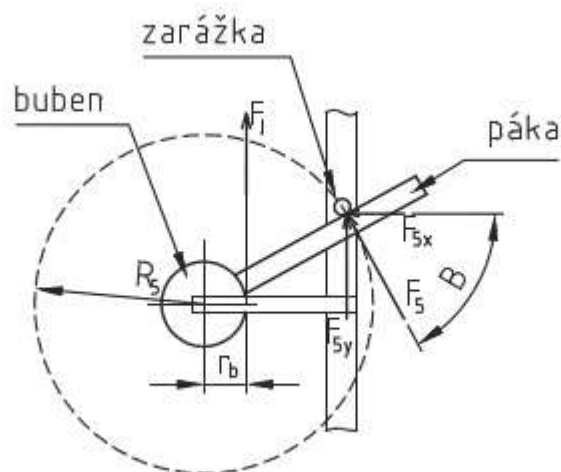
$$F_m \cdot l_4 = F_4 \cdot r_4$$

$$F'_4 = F_m \cdot \frac{l_4}{r_4} = 1128 \cdot \frac{340}{45} = 8523 \text{ N}$$

$$F_4 = \frac{F'_4}{2} = \frac{8523}{2} = 4262 \text{ N}$$

## Výpočet síly $F_5$

Síla  $F_5$  vzniká „zastavením“ páky bubnu o doraz. Velikost síly je určena z momentové rovnováhy, kdy síla  $F_l$  působí na ramenu  $r_b=19$  mm a síla  $F_5$  na ramenu  $R_5=192$  mm. Síla je zobrazena na (obr. 5.4).

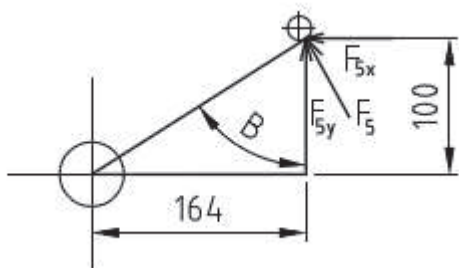


Obr. 5.4 Síla působící na doraz

$$F_l \cdot r_b = F_5 \cdot R_5$$

$$F_5 = F_l \cdot \frac{r_b}{R_5} = 564 \cdot \frac{19}{192} = 56 \text{ N}$$

Úhel  $\beta$  je určen pomoci pravoúhlého trojúhelníku. (Obr. 5.5)



Obr. 5.5 Pravoúhlý trojúhelník

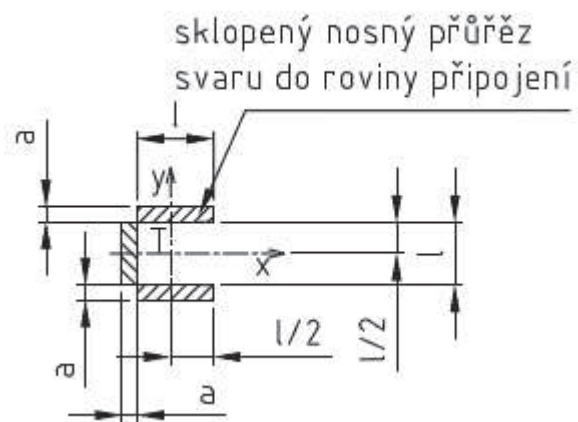
$$\beta = \arctg\left(\frac{164}{100}\right) = 59^\circ$$

$$F_{5x} = F_5 \cdot \cos 59^\circ = 56 \cdot \cos 59^\circ = 29 \text{ N}$$

$$F_{5y} = F_5 \cdot \sin 59^\circ = 56 \cdot \sin 59^\circ = 40 \text{ N}$$



**B) Výpočet průřezového modulu v ohybu svaru IV pomocí Steinerovy věty**



Obr. 5.6 Sklopený nosný průřez svaru IV do roviny připojení

$$a = 3 \text{ mm}$$

$$l = 30 \text{ mm}$$

Výpočet kvadratického momentu:

$$J_y = \frac{1}{12} \cdot a^3 \cdot l + \left( \frac{l}{2} + \frac{a}{2} \right)^2 \cdot a \cdot l + 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot a \cdot l^3 \right)$$

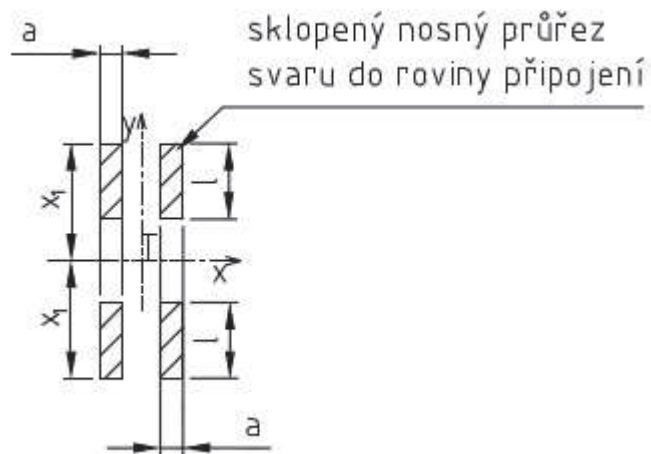
$$J_y = \frac{1}{12} \cdot 3^3 \cdot 30 + \left( \frac{30}{2} + \frac{3}{2} \right)^2 \cdot 3 \cdot 30 + 2 \cdot \left( \frac{1}{12} \cdot 3 \cdot 30^3 \right)$$

$$J_y = 38070,0 \text{ mm}^4$$

Výpočet průřezového modulu v ohybu:

$$W_{osvy} = \frac{J_y}{e} = \frac{J_y}{\frac{l}{2} + a} = \frac{38070}{\frac{30}{2} + 3} = 2115,0 \text{ mm}^3$$

**C) Výpočet průřezového modulu v ohybu svaru VI pomocí Steinerovy věty**



Obr. 5.7 Sklopený nosný průřez svaru VI do roviny připojení

$$a = 2,5 \text{ mm}$$

$$l = 50 \text{ mm}$$

$$x_1 = 190 \text{ mm}$$

Výpočet kvadratického momentu:

$$J_x = 4 \cdot \left[ \frac{1}{12} \cdot a \cdot l^3 + \left( x_1 - \frac{l}{2} \right)^2 \cdot a \cdot l \right]$$

$$J_x = 4 \cdot \left[ \frac{1}{12} \cdot 2,5 \cdot 50^3 + \left( 190 - \frac{50}{2} \right)^2 \cdot 2,5 \cdot 50 \right]$$

$$J_x = 3507291,7 \text{ mm}^4$$

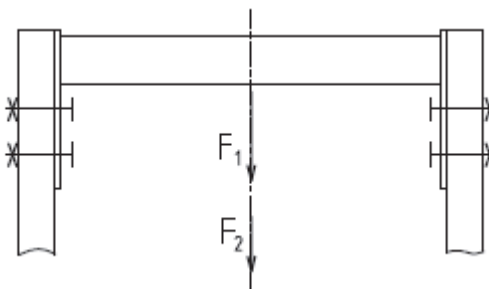
Výpočet průřezového modulu v ohybu:

$$W_{osvx} = \frac{J_x}{e} = \frac{J_x}{x_1} = \frac{3507291,7}{190} = 18459,4 \text{ mm}^3$$

## D) Návrh a kontrola šroubu horní příčky

Horní příčka je přichycena k U-profilům z boční strany čtyřmi šrouby. Šroubový spoj se volí hlavně z konstrukčního hlediska pro lepší montáž a demontáž posuvného rámu.

Šroubový spoj je zatížen silami  $F_1$  a  $F_2$ , které působí ve stejném směru uprostřed nosníku, reakcí jsou třecí síly  $F_t$ .



Obr 5.8 Zatížení horní příčky silami  $F_1$  a  $F_2$

Výpočet síly  $F_o$  pomocí maximální síly  $F_{max}$  a třecí síly  $F_t$  kdy musí platit podmínka  $F_{max} \leq F_t$ .

Pevnostní třída šroubu 5.6  $\rightarrow$   $Re=300$  MPa

$$F_1 = 1128 \text{ N}$$

$$F_2 = 564 \text{ N}$$

$$f = 0,15$$

$$f_z = 0,12$$

$$\beta_1 = 1,3$$

$$k_t = 1,3$$

$$k_s' = 2$$

$$\alpha = 60^\circ$$

Předběžný návrh:

$$k_t \cdot F_{max} = F_t$$

$$k_t \cdot (F_1 + F_2) = F_o \cdot f \cdot 4 \rightarrow F_o$$

$$F_o = \frac{k_t \cdot (F_1 + F_2)}{f \cdot 4} = \frac{1,3 \cdot (1128 + 564)}{0,15 \cdot 4} = 3666 \text{ N}$$

Výpočet průměru  $d_3'$ :

$$\beta_1 \cdot \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3'^2}{4}} = \frac{R_e}{k_s}$$

$$d_3' = \sqrt{\frac{\beta \cdot 4 \cdot F_o \cdot k_s'}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot 3666 \cdot 2}{\pi \cdot 300}} = 6,36 \text{ mm}$$

Volím šroub M10:

$$d_{s3} = 8,160 \text{ mm}$$

$$d_{s2} = 9,026 \text{ mm}$$

$$d_{s1} = 8,376 \text{ mm}$$

$$P = 1,5$$

Pevnostní kontrola:

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_{s3}^2}{4}} = \frac{3666}{\frac{\pi \cdot 8,16^2}{4}} = 70,10 \text{ MPa} \quad (2.16)$$

$$\tau = \frac{F_o \cdot \operatorname{tg}(\varphi' + \psi) \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{s3}^3}{16}} = \frac{3666 \cdot \operatorname{tg}(7,889 + 3,028) \cdot \frac{9,026}{2}}{\frac{\pi \cdot 8,16^3}{16}} = 29,91 \text{ MPa} \quad (2.17)$$

$$\psi = \operatorname{arctg}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_{s2}}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{1,5}{\pi \cdot 9,026}\right) = 3,028^\circ$$

$$\varphi' = \operatorname{arctg}\left(\frac{f_z}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}\right) = \operatorname{arctg}\left(\frac{0,12}{\cos\left(\frac{60}{2}\right)}\right) = 7,889^\circ$$

Redukované napětí podle Guestovy hypotézy:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4\tau^2} = \sqrt{70,1^2 + 4 \cdot 29,91^2} = 92,15 \text{ MPa} \quad (2.18)$$

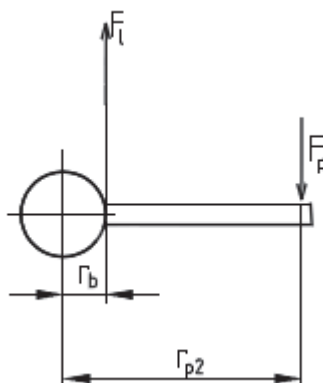
Bezpečnost:

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{red}} = \frac{300}{92,15} = 3,3 \quad (2.20)$$

Vyhovuje!

## E) Výpočet sil a parametrů zvedacího mechanismu

Výpočet velikosti síly na páce pomocí momentové rovnováhy.



Obr. 5.9 Síla v laně a síla na páce působící na buben

$$F_l = 564 \text{ N}$$

$$r_b = 19 \text{ mm}$$

$$r_{p2} = 240 \text{ mm}$$

$$F_l \cdot r_b = F_p \cdot r_{p2}$$

$$F_p = F_l \cdot \frac{r_b}{r_{p2}} = 564 \cdot \frac{19}{240} = 44,65 \text{ N}$$

Vypočtena síla je pro maximální zatížení zvedáků.

Výpočet otáček potřebných k úplnému zdvihu břemene z nulové polohy. Na buben se v ideálním případě navinou celkem dvě vrstvy lana. Pro výpočet je zvolen přibližný střední průměr.

$$d_l = 38 \text{ mm}$$

$$l_l = 2800 \text{ mm}$$

$$o = \pi \cdot d_l = \pi \cdot 38 = 120 \text{ mm}$$

$$n_b = \frac{l_l}{o} = \frac{2800}{157} = 23,3 \text{ ot}$$